

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Bakalářská práce

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Odvíjecí zařízení cívky drátu

Wire Coil Unwinding Equipment

Student:

Lukáš Uher

Vedoucí práce:

Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.

Ostrava 2016

Zadání bakalářské práce

Student: **Lukáš Uher**

Studijní program: B2341 Strojírenství

Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení

Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení

Téma: **Odvíjecí zařízení cívky drátu**
Wire Coil Unwinding Equipment

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhňte konstrukční řešení rozvíječky drátu o průměru 2,5 – 5 mm. Vnitřní průměr svitku 400 mm, vnější průměr svitku 950 mm, výška svitku 1050 mm. Maximální hmotnost svitku 1200 kg. Rozvíječka bude dodávat drát přes rovnací jednotku do dělicí jednotky.

Vypracujte:

1. Technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení se všemi nezbytnými výpočty.
2. Konstrukční návrh rozvíječky drátu včetně pohonu.
3. Pevnostní kontrolu důležitých uzlů.
4. 2D výkresovou dokumentaci vybrané součásti.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910. *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. 3. vyd. Praha: Scientia, 1999, 985 s. ISBN 80-7183-164-6.

NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.

Literární rešerše zpracovaná v rámci Ročníkového projektu.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Adresa trvalého pobytu

Lukáš Uher

B. Martinů 956

563 01 Lanškroun

Anotace bakalářské práce

UHER, L. Odvíjecí zařízení cívky drátu. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2016. 49 s. Bakalářská práce, vedoucí práce: Učeň, O.

Obsahem práce je konstrukční návrh zařízení pro odvíjení drátu ze svitku nebo cívky. Odvíjený drát je použit pro sestavování gabionových košů. Práce uvádí do problematiky gabionů, dále se věnuje popisu principu funkce odvíjecího zařízení. Technická zpráva obsahuje návrhové a pevnostní výpočty důležitých uzlů celého zařízení a přílohy k doplnění konstrukčního návrhu. Výsledkem práce je kompletní návrh daného zařízení.

Abstract of bachelor thesis

UHER, L. Wire Coil Unwinding Equipment. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2016. 49 p. Bachelor Thesis, Thesis Supervisor: Učeň, O.

The thesis describes design proposition of wire uncoiling machine which is able to unwind wire from wire roll or coil. Unwinded wire is used for gabion fences construction. Thesis introduces into gabion construction issues and is dedicated to description of functional principles of unwinding machine. Technical report includes solidity calculations of important part of the machine and includes attachments for completion the design proposition. Result of the thesis is complete proposal of unwinding machine/equipment.

Poděkování

Chci poděkovat vedoucímu práce Ing. Oldřichu Učňovi, Ph.D. za pomoc během vypracování práce a své rodině za podporu při studiu.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů.....	3
Úvod.....	6
Gabiony.....	6
Sestavení drátěné klece	7
Charakteristika drátu a jeho výroba	8
Popis technologie tažení drátu	9
Proces tažení a silové poměry	9
Stroje pro tažení	10
Nástroje pro tažení	11
Specifikace zadání.....	12
Průzkum trhu.....	13
Gemel 3050 Wire Decoiler	13
WHD-525-30 Wire Decoiler.....	14
Wafios Coil Winding Machine AHP series	15
Konstrukční návrh.....	16
Výpočet potřebného výkonu	20
Kontrola těsného pera	23
Návrh řetězového převodu	26
Určení typu a velikosti převodového řetězu.....	26
Výpočet roztečných průměrů řetězových kol.....	29
Pevnostní kontrola řetězu.....	29
Stanovení počtu článků a délky řetězu.....	31
Volba provedení válečkového řetězu	32
Specifikace řetězu	32
Návrh hnacího řetězového kola.....	32
Montáž, mazání a údržba řetězu.....	34
Návrh šroubového spoje příruby	35
Předběžný návrh šroubu.....	38
Kontrola statické bezpečnosti	39
Výpočet utahovacího momentu.....	40
Kontrola ložisek	41

Výpočet základní trvanlivosti radiálního ložiska	42
Výpočet statické únosnosti axiálního ložiska	43
Výpočet základní trvanlivosti axiálního ložiska	43
Závěr	44
Seznam použitých pramenů	45
Použité programy	46
Seznam obrázků	46
Seznam příloh	47

Seznam použitých značek a symbolů

A	mezosová vzdálenost	[mm]
A_{SK}	skutečná mezosová vzdálenost	[mm]
b	šířka pera	[mm]
C	základní dynamická únosnost	[N]
C_0	základní statická únosnost	[N]
d_{MIN}	minimální vnitřní průměr svitku	[mm]
d_{MAX}	maximální vnitřní průměr svitku	[mm]
D_{MIN}	minimální vnější průměr svitku	[mm]
D_{MAX}	maximální vnější průměr svitku	[mm]
d	průměr výstupního hřídele převodovky	[m]
d_1	průměr válečku řetězu	[mm]
d_L	vnitřní průměr ložiska	[m]
D_1	roztečný průměr malé řetězky	[mm]
D_2	roztečný průměr velké řetězky	[mm]
D_A	průměr hlavové kružnice	[mm]
D_f	průměr patní kružnice	[mm]
D_g	největší průměr věnce	[mm]
D	průměr roztečné kružnice šroubů	[mm]
d_2	střední průměr závitu	[mm]
d_3	nejmenší průměr závitu	[mm]
d_s	střední průměr matice	[mm]
F_2	zatěžující síla	[N]
F	síla	[N]
F_{PT}	síla při přetržení řetězu	[N]
F_1	tahová síla v tažné části řetězu	[N]
F_P	provozní síla	[N]
F_{P1}	provozní síla na jeden šroub	[N]
F_N	normálová síla	[N]
F_O	osová síla	[N]
f_Z	součinitel smykového tření na závitu	[1]

f_M	součinitel smykového tření pod maticí	[1]
F_Z	třecí síla	[N]
F_R	radiální síla	[N]
F_A	axiální síla	[N]
f	součinitel tření	[1]
g	tíhové zrychlení	[m·s ⁻²]
h_{MIN}	minimální výška svitku	[mm]
h_{MAX}	maximální výška svitku	[mm]
i	převodový poměr převodovky	[1]
J_C	celkový moment setrvačnosti	[kg·m ²]
J_T	moment setrvačnosti točny	[kg·m ²]
J_S	moment setrvačnosti svitku	[kg·m ²]
J_R	moment setrvačnosti rozpínacího mechanismu	[kg·m ²]
k	bezpečnost proti prokluzu spojovaných částí	[1]
k_S	součinitel statické bezpečnosti	[1]
k_D	součinitel dynamické bezpečnosti	[1]
L_{10h}	základní trvanlivost ložiska	[h]
L	délka řetězu	[mm]
l	celková délka pera	[mm]
l'	délka přímé části boku těsného pera	[mm]
m_S	maximální hmotnost svitku	[kg]
M_T	třecí moment	[Nm]
M_D	dynamický moment	[Nm]
M_C	celkový moment	[Nm]
M_{K2}	kroutící moment na výstupní hřídeli převodovky	[Nm]
M_K	kroutící moment	[Nm]
M_U	utahovací moment	[Nm]
M_{TZ}	třecí moment na závitu	[Nm]
M_{TM}	třecí moment pod maticí	[Nm]
n_1	otáčky motoru	[min ⁻¹]
n_2	otáčky na výstupní hřídeli převodovky	[min ⁻¹]
P	ekvivalentní dynamické zatížení	[N]
P_2	výstupní výkon	[W]

P_1	výkon motoru	[W]
p	tlak	[MPa]
P_D	diagramový výkon	[W]
r	střední poloměr svitku	[m]
r_f	poloměr dna zubní mezery	[mm]
r_a	poloměr boku zubu	[mm]
R_e	mez kluzu	[MPa]
s	šířka šestihranu matice	[mm]
S_0	součinitel bezpečnosti pro statickou únosnost	[1]
S	plocha	[m ²]
t_1	část výšky pera zasahující do náboje	[mm]
t	rozteč válečkového řetězu	[mm]
u	převodový poměr řetězového převodu	[1]
u_{SK}	skutečný převodový poměr	[1]
v	rychlost dodávky drátu	[m·s ⁻¹]
v_1	obvodová rychlost hnací řetězky	[m·s ⁻¹]
W_K	průřezový modul v krutu	[m ³]
X	počet článků řetězu	[1]
Y	činitel rázů	[1]
z	počet zubů	[1]
β	koeficient zohledňující neznámou složku	[1]
ε	úhlové zrychlení	[rad·s ⁻²]
λ	činitel tření	[1]
ψ	úhel stoupání	[°]
μ	konstantní součinitel tření ložiska	[1]
σ_T	napětí v tahu	[MPa]
σ_{RED}	redukované napětí	[MPa]
τ_S	napětí ve střihu	[MPa]
τ_K	napětí v krutu	[MPa]
φ	úhel otevření zubové mezery	[°]
φ'	redukovaný třecí úhel	[°]
ω	úhlová rychlost	[rad·s ⁻¹]

Úvod

Předmětem mé bakalářské práce je návrh konstrukčního řešení odvíjecího zařízení drátu, které bude součástí výrobní linky pro stříhání a ohýbání drátu použitého na sestavení gabionových klecí. Vstupním prvkem je svitek ocelového pozinkovaného drátu, ze kterého je potřeba požadovanou rychlostí prostřednictvím vlastního pohonu odvíjet zásobu drátu pro další operace.

Cílem je tedy zpracovat konstrukční návrh podložený technickou zprávou s nezbytnými výpočty, doložit pevnostní kontrolu klíčových a kritických uzlů, a nakonec zpracovat výkresovou dokumentaci sestavy stroje a jedné vybrané součásti.

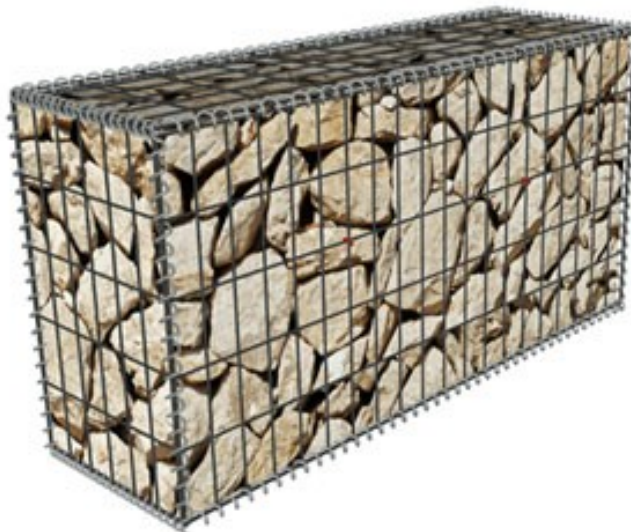
Gabiony

Gabion lze charakterizovat jako stavební prvek sestávající z drátu a kamene. Jedná se o drátokamenný stavební prvek vytvořený z kameniva zaformovaného do pravidelného tvaru pomocí vnější drátěné konstrukce. Slovo *gabio* pochází z italštiny a v překladu znamená klec. [1]

Původně se jednalo o proutěné koše, které se naplnily zeminou, aby sloužily jako polní nebo městské opevnění. Historie gabionu však sahá v historii ještě do dřívějších dob. První zmínky bychom mohli najít před 7000 lety v Egyptě a později i v Číně. Zde se gabiony využívaly k tomu, aby zamezily erozím na březích řeky Nil. V pozdějších dobách se využívaly také jako obranné prvky k válečným účelům. Také Leonardo da Vinci (1452-1519) měl svůj podíl na vývoji gabionů, tzv. Leonardovy koše byly použity pro stavbu hradu San Marco ve městě Miláno. Koše se začaly vyrábět manufakturně, aby byly přizpůsobeny pro rychlejší přepravu. Během Občanské války v USA bylo rozšířeno používání gabionů pro vojenské účely. Koše z vrbového proutí měly kónický tvar bez dna pro usnadnění transportu. První ocelové gabiony se začaly vyrábět na konci 19. století. Využily se např. při opravě břehu řeky Reno v Severní Itálii. [3]

Počátkem 20. století se začaly používat gabionové koše ve tvaru jak je známe dnes - tedy ve formě drátěných konstrukcí nebo okatých sítí. Využití je dnes velmi široké, zejména jako protierozivní ochrana svahů a na sanaci vodotečí, jako opěrné a zárubní zdi a v posledních letech i jako estetické prvky (oplocení, volné treláže, pergoly atd.). Gabion se

dnes jakožto okrasný a funkční prvek v moderní architektuře stává velmi oblíbeným a poptávka po něm stále stoupá. [2]



Obr. 1. Moderní gabion z drátěné klece vyplněné kamenivem [10]

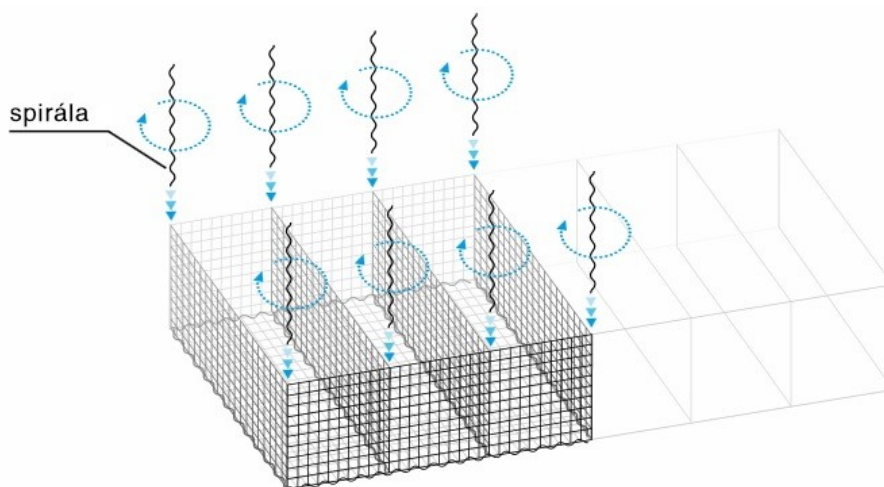
Využití gabionů v současnosti:

- stavba moderních plotů,
- okrasné zídky,
- stabilizace svahů, sesuvů a půdy,
- opěrné zdi,
- protihlukové stěny,
- ochrana před padajícím kamením,
- terénní úpravy,
- parkové a zahradní stavby,
- úpravy toků,
- mobilní protipovodňové hráze. [2]

Sestavení drátěné klece

Klec, která je později vyplněna kamenivem nebo jinou sypkou hmotou, je tvořena bodově svařovanými drátěnými sítěmi s velikostí oka nejčastěji 10x10 cm nebo 5x5 cm. Obvykle má klec tvar krychle nebo kvádrů. Ke spojení sítí slouží spojovací drátěné spirály, které se šroubují skrz každé oko dvou, tří nebo čtyř sítí v hraně jejich

styku. Tím dojde k sešití sítí do kýženého tvaru. Takto je možné klást na sebe více vrstev do výšky nebo do šířky. [11]



Obr. 2. Sešití sítí pomocí spirál [11]

Každý současný výrobce gabionů má své vlastní montážní postupy, ovšem princip je většinou podobný. Pro klece je nejvíce používán ocelový drát tažený žárově pozinkovaný o průměru přibližně 4-5 mm.

Charakteristika drátu a jeho výroba

Drát je hutní výrobek, zpravidla malého kruhového průřezu. Vyrábí se válcováním nebo tažením kovu do velké délky. Dráty jsou vyráběny z oceli, mědi, hliníku i jiných kovů nebo jejich slitin. Mívají velkou ohebnost a pevnost. Jsou používány k mnoha různým účelům. Dráty z Cu a Al (holé nebo izolované) se používají k vedení elektrického proudu. Drát se vyrábí tažením v drátovnách. Tenčí dráty se vyrábí z drátů silnějších tažením, resp. protahováním přes zužující se otvory v ocelové desce. Dráty s průměrem nad 5 mm se vyrábí válcováním. Používá se k výrobě pletiv, drátěných lan, elektrických vodičů. Drát menšího průměru (do 2 mm) je obvykle dodáván v cívce, větší průměry potom ve svítku. [4]



Obr. 3. Svitek drátu [12]

Popis technologie tažení drátu

Tažení je protahování polotovaru otvorem průvlatku, při kterém se zmenšuje příčný průřez a zvětšuje délka. Dosahuje se přesných rozměrů a tvarů, zlepšuje se jakost povrchu a mechanické vlastnosti. Nástroj je nepohyblivý. Pokud je vyčerpána plasticita, musí se provést mezioperační žihání. Nejdůležitější podmínkou pro tažení drátů, trubek a profilů je snížení vnitřního pnutí pomocí mazání. Mazivo musí snižovat součinitel tření, oddělovat polotovar a průvlak, odvádět teplo a zajišťovat hladký povrch. Jako výchozí polotovar se používají např. tyče válcované za tepla. Následně se očistí od okují, na jednom konci zašpičatí a za takto upravený konec se chytne polotovar kleštěmi a následuje proces tažení. Tažení se používá pro výrobu drátů, tyčí a nepravidelných tvarů a průřezů. Táhnout se dají plná i dutá tělesa. Dráty mohou být taženy za sucha nebo za mokra s povrchovou (pozinkování, pocínování, atd.) nebo bez povrchové úpravy. [4]

Proces tažení a silové poměry

Tvářecí proces tažení drátů a profilů se provádí za studena a to ve více stupních. Možné přetvoření je omezeno pevností daného materiálu. Sám název výstižně upozorňuje na to, že při této operaci se materiál prodlouží ve směru tažení a tedy - má-li být zachován jeho objem - zmenší se průřez. Redukci průřezu napomáhá radiální tlak vznikající v kuželové části průvlatku. Tahové a tlakové síly vykonávají potřebnou deformační práci (tj. mění rozměry), třecí síly působí proti směru tažení a ohřívají materiál. [4]

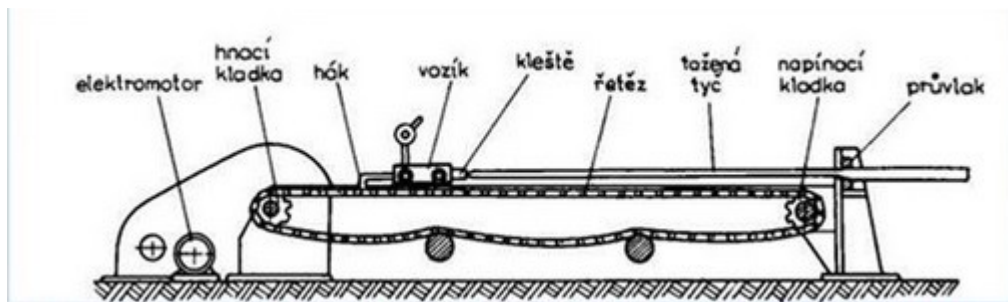
Z hlediska stavu napjatosti vzniká v pásmu deformace při tažení drátů kruhového průřezu stav prostorové napjatosti tah, tlak, tlak. Deformací je zde vlastně změna z původního průřezu na vstupu S_0 na průřez na výstupu S_1 a platí, že $e = \log (S_0/S_1)$. Přetvoření drátu není v celém průřezu homogenní - prodloužení je v ose větší, než u okrajů. [4]

Správně zvolená tažná síla umožňuje optimální využití tažných stolic vyloučením nebezpečnosti porušení vstupního materiálu. Na tažnou sílu mají vliv tyto činitele:

- mechanické vlastnosti taženého materiálu (chemické složení, struktura, atd.),
- úběr (tažná síla roste se zvětšujícím se úběrem),
- tvar výrobku (se zvětšujícím se obvodem se zvětšuje tažná síla),
- tvar průvlaku (malý tažný úhel zvětšuje třecí síly, ale zlepšuje mazání),
- tváření mazání (čím je tvrdší materiál průvlaku, tím menší je součinitel tření),
- rychlost tažení (malá rychlost tažení, zvýšení teploty, zvýšení tažné síly).

Stroje pro tažení

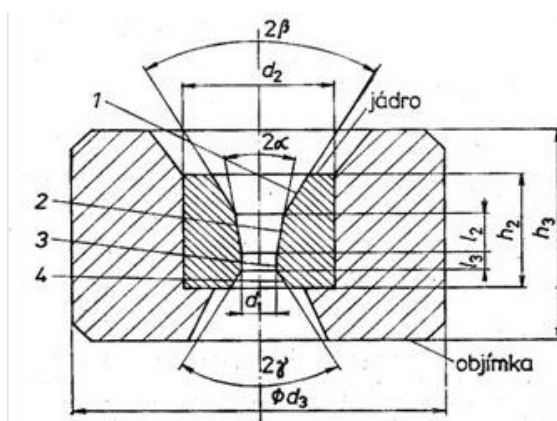
Stroje k tažení jsou tažné stolice, které se používají k tažení drátů, profilů a tyčí. Dělí se na stolice s přímočarým pohybem (řetězové nebo hřebenové), kde je rám, po němž se pohybuje tažný vozík s klešťovým zařízením a tažnými čelistmi a unášecem, tažná rychlost je od 30 do 150 m.min⁻¹ a délka kolem max. 60 m. Jsou vybaveny mazacím tlakovým zařízením, které provádí mazání během tažení. Druhé stolice jsou stolice s navíjením taženého materiálu (jednoprůchodové nebo víceprůchodové) a podle výrobního způsobu se dělí na bezskluzové a skluzové. U bezskluzového způsobu je na tažném bubnu několik závitů drátu, což znemožňuje prokluzování. U skluzové stolice je nutné odvádět vzniklé teplo. [4]



Obr. 4. Schéma tažné stolice pro tažení drátů [4]

Nástroje pro tažení

Nástrojem u tažení jsou průvlaky, kalibry, které se nepohybují a jsou značně namáhané na otěr. Průvlaky z ocelí mají životnost zhruba 2000 kg drátu, z tvrdokovu zhruba 200krát větší, diamantové tažnice jsou téměř nezničitelné. Jakost průvlaku má vliv na jakost povrchu konečného produktu. Tvar průvlaku je ukázán na obrázku. Průvlak sestává z většího počtu kuželů o různých vrcholových úhlech. Jejich funkce - (shora) - je následující: vstupní kužel (zaváděcí) – úhel otevření 45 až 60°, mazací – úhel stejný, tažný – tažný kužel s úhlem 10 až 12°, kalibrační a výstupní. Funkce jednotlivých částí průvlaku je dána jejich názvem. Mazací část umožňuje pravidelné rozestření maziva okolo polotovaru. Kalibrační část bývá válcová a zajišťuje hladký povrch. Výstupní část umožňuje odpružení deformovaného průřezu a výstup bez pasivních odporů, brání poškození průvlaku při přetržení drátu. Průvlaky se vyrábějí buď jednodílné nebo skládané. Jako mazivo se používá emulzí, fosfátů, boraxu, mýdlového prášku, apod.. [4]

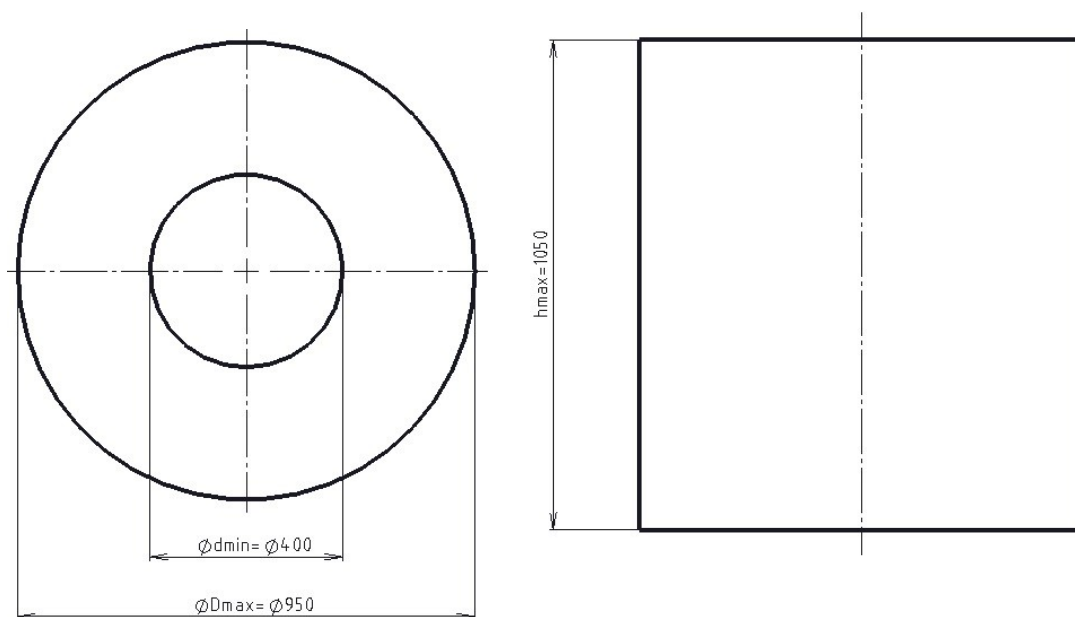


Obr. 5. Schéma průvlaku [4]

Specifikace zadání

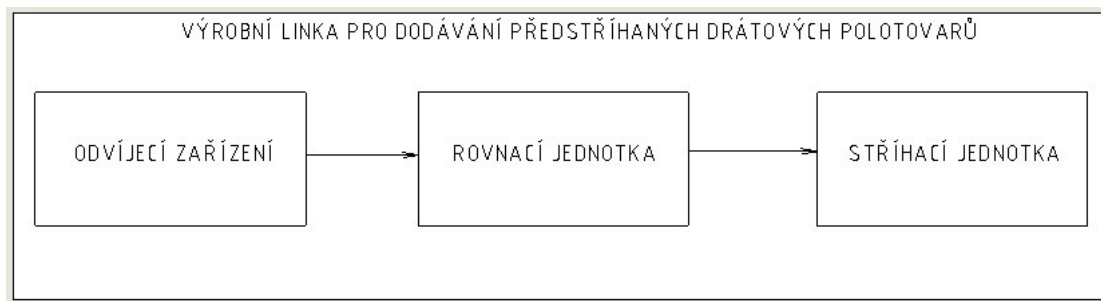
Zařízení musí být schopno odvíjet drát ze svitku o zadaných parametrech:

- vnější průměr svitku v rozmezí od $D_{\min} = 850$ mm do $D_{\max} = 950$ mm
- vnitřní průměr svitku v rozmezí od $d_{\min} = 400$ mm do $d_{\max} = 500$ mm
- výška svitku v rozmezí od $h_{\min} = 850$ mm do $h_{\max} = 1050$ mm
- maximální hmotnost svitku $m_s = 1200$ kg



Obr. 6. Rozměry svitku v pohledu shora (vlevo) a zepředu (vpravo)

Zařízení je součástí výrobní linky pro dodávku předstříhaných drátových polotovarů pro sestavování gabionových klecí. Umístění odvíjecího zařízení v rámci linky je znázorněno níže.



Obr. 7. Schéma výrobní linky

Z požadované produktivity výrobní linky vychází, že odvíjecí zařízení musí být schopno dodávat drát rychlostí $v = 0,5 \text{ m/s}$. Zařízení dále musí mít podle zadání svůj vlastní pohon.

Průzkum trhu

Na trhu jsou následující podobná zařízení, sloužící k odvíjení drátu. Jedná se ve všech případech o odvíjecí stojany odvíjející svitek drátu okolo svislé osy.

Gemel 3050 Wire Decoiler

Zařízení od firmy Taymer International - Augsburg, Německo

Podrobná specifikace stroje je dostupná na www.taymer.com



Obr. 8. Zařízení Gemel 3050 [13]

Technické údaje [13]

Max. hmotnost svitku	1360	kg
Otáčky otočného stolu	0-50	ot/min
Průměr otočného stolu	1,22	m
Průměr drátu	0,8-6,35	mm
Hmotnost zařízení	200	kg

WHD-525-30 Wire Decoiler

Zařízení od firmy Durant Co. - North Kingstown, USA

Podrobná specifikace stroje je dostupná na www.durantco.com



Obr. 9. Zařízení WHD-525-30 [14]

Technické údaje [14]

Max. hmotnost svitku	227	kg
Otáčky otočného stolu	0-25	ot/min
Průměr otočného stolu	0,762	m
Max. průměr drátu	9,525	mm

Wafios Coil Winding Machine AHP series

Zařízení firmy Wafios - Reutlingen, Německo

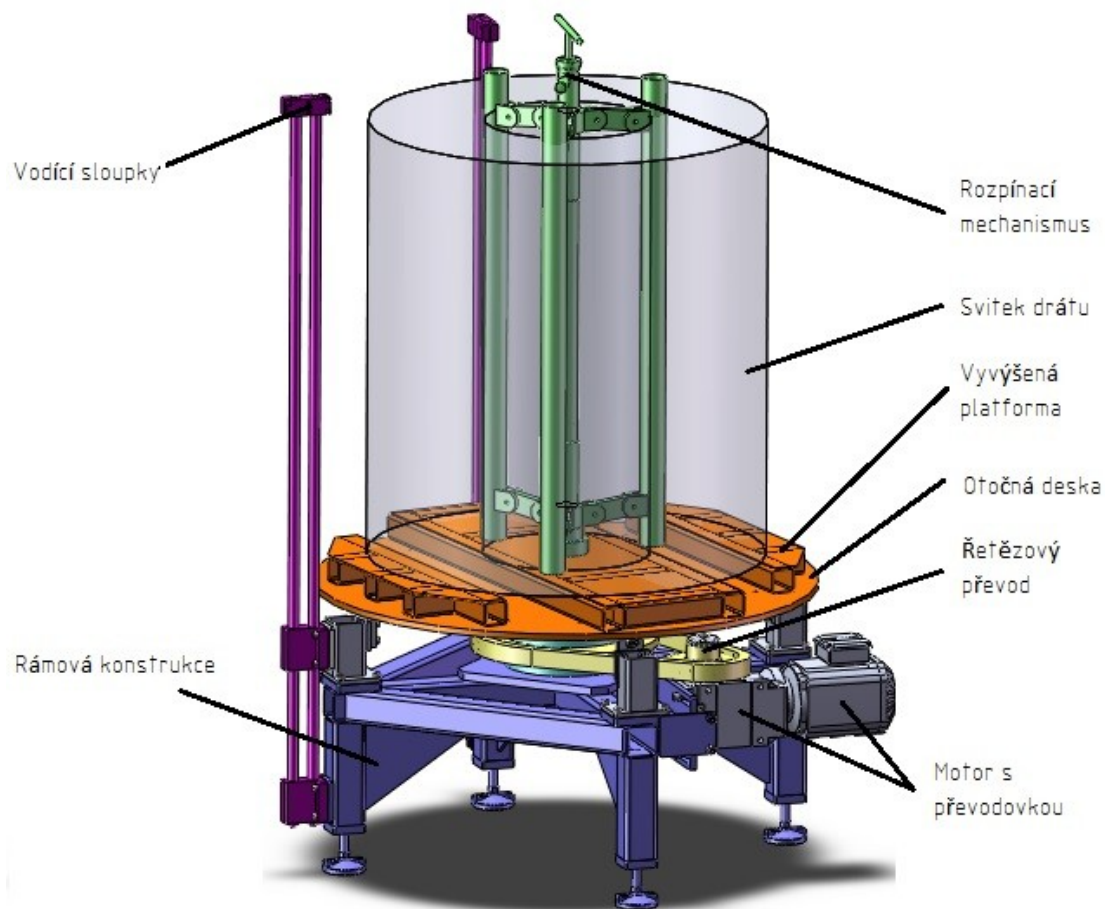
Více informací o zařízení je k dispozici na www.wafios.com



Obr. 10. Zařízení Wafios Coil Winding Machine AHP [15]

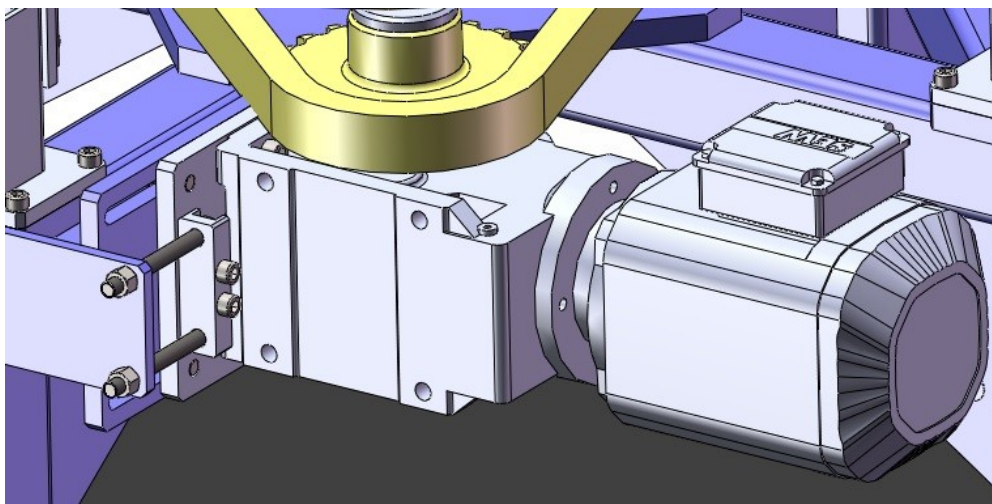
Technické údaje jsou k dispozici po vyžádání.

Konstrukční návrh



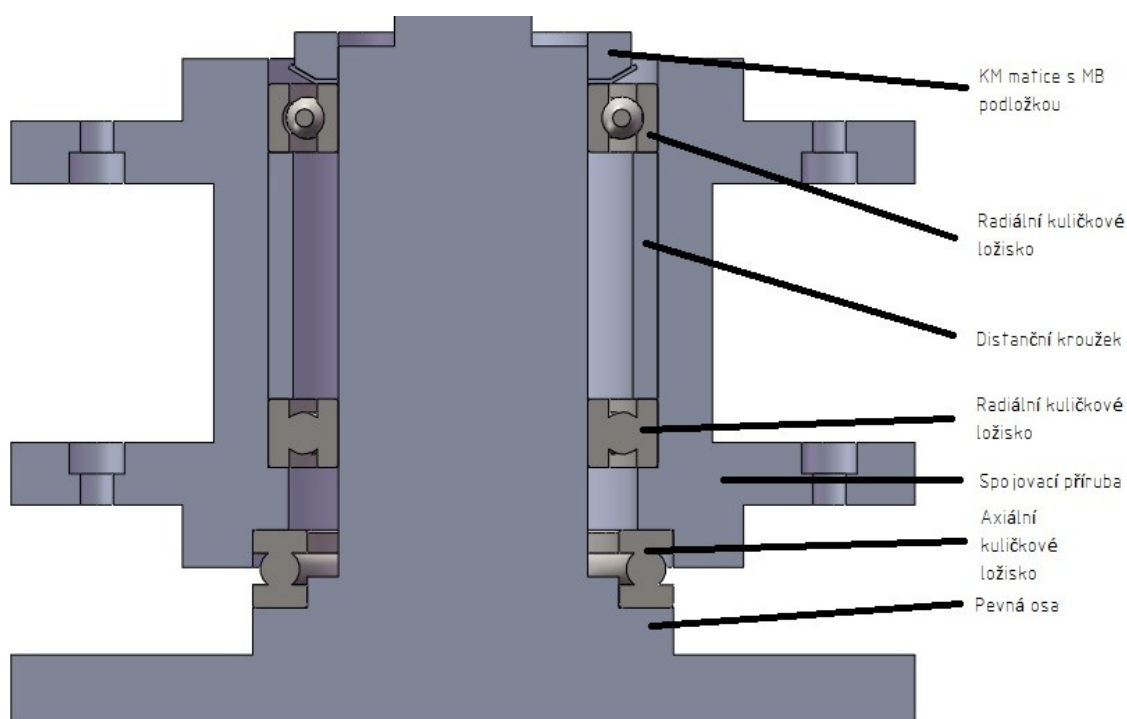
Obr. 11. Popis částí odvíjecího zařízení

Navržené zařízení je poháněno třífázovým asynchronním motorem v kombinaci s kuželovou čelní převodovkou. Motor s převodovkou je ustaven na pohyblivé konzole, připevněné k rámu celého zařízení, díky tomu je umožněna snadnější manipulace při napínání řetězu. Pro požadovanou rychlost odvíjení jsou otáčky převodovány do pomala pomocí řetězového převodu, obě řetězová kola jsou orientována v horizontální rovině, tzn. jejich osy jsou kolmé na vodorovnou rovinu.



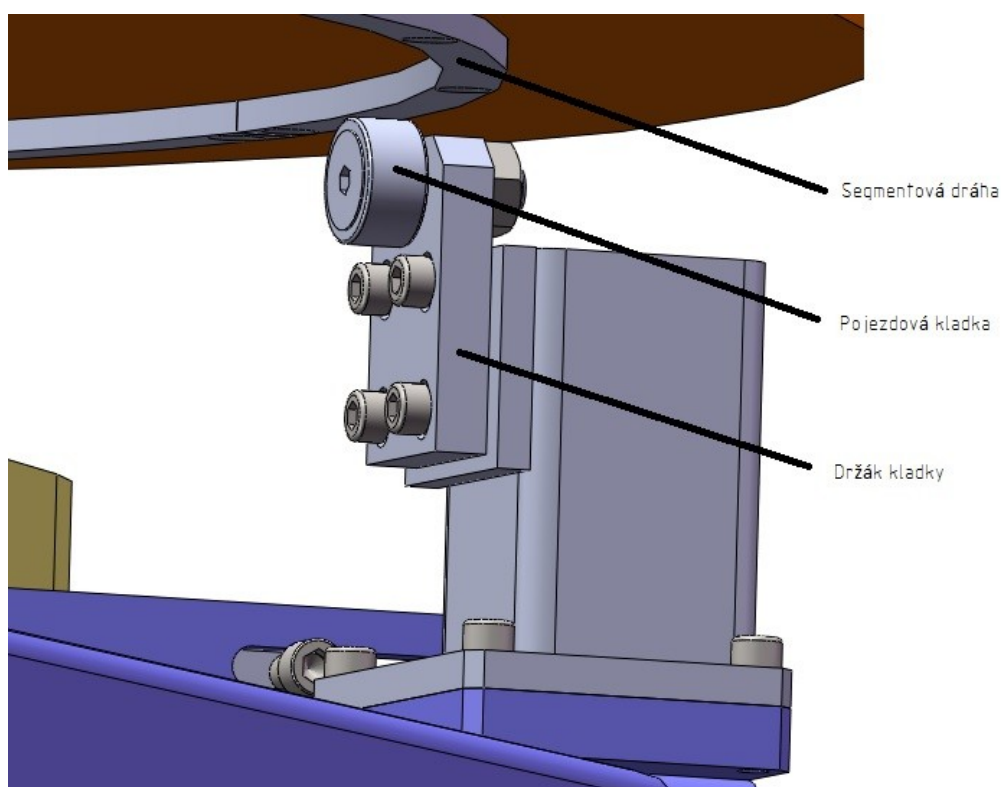
Obr. 12. Připevnění pohonné jednotky na pohyblivé konzole

Kroutící moment je z výstupní hřídele převodovky přenášén na hnací řetězové kolo přes těsné pero, z hnaného řetězového kola je pak moment přenášén na přírubovou součást přes 8 šroubů. Otočný mechanismus je usazen na rámové konstrukci svařené ze čtvercových profilů. Rám je usazen na výklopných stavěcích nohách pro průmyslové stroje. K rámu je připevněna svislá osa, na které je nasazen celý otočný mechanismus, v uložení náboje jsou dvě radiální kuličková a jedno axiální kuličkové ložisko. Dochází zde k přenosu velké axiální síly, rovné tíhové síle svitku drátu, a také radiální síle, vzniklé vlivem odstředivé síly rotujícího otočného mechanismu se svitkem drátu.



Obr. 13. Popis uložení v náboji

Poblíž obvodové hrany otočného stolu jsou umístěny 4 pojezdové kladky po 90°, tyto kladky konstrukčně vycházejí z jehlových nebo válečkových ložisek. Jsou připevněny k rámu stroje a jsou v bodovém styku s oběžnými kruhovými segmenty, které jsou součástí otočné desky. Kladky se také podílejí na nesení zatížení, ale jejich hlavním úkolem je zajištění stability otočné desky a eliminace jejího naklopení.

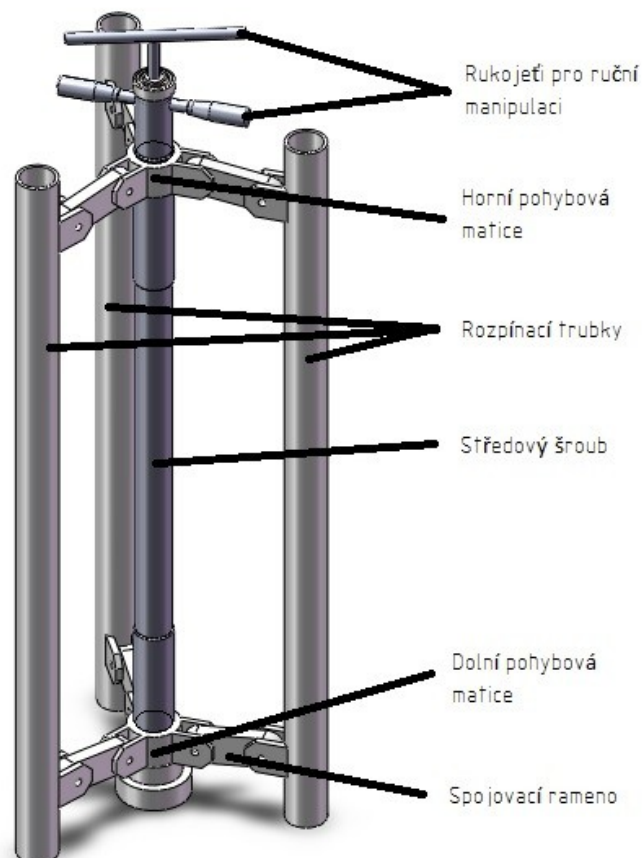


Obr. 14. Umístění pojezdové kladky

Samotný svitek je umístěn na lehce vyvýšené platformě otočného stolu, tato platforma sestává ze čtvercových profilů a plechového krytí. K manipulaci se svitkem drátu při nakládání na odvíjecí zařízení je doporučeno použít vysokozdvizný vozík, proto má platforma dva podélné výřezy, které vytvářejí prostor rozměrově navržený pro zasunutí a vysunutí vidlí vysokozdvizného vozíku.

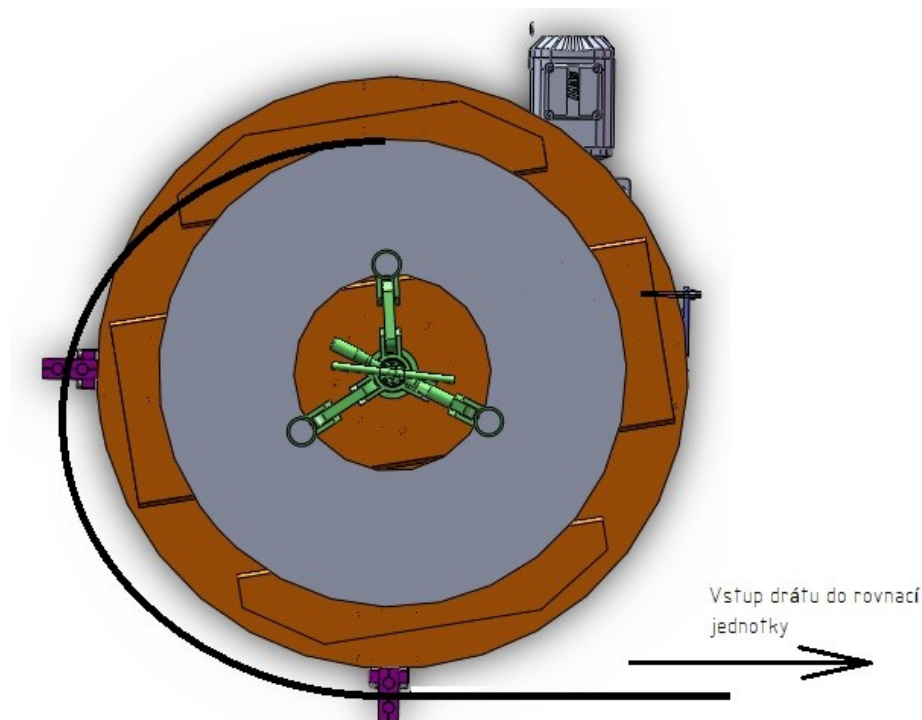
Pro správné ustavení svitku před začátkem odvíjení je použit rozpínací mechanismus, který zajistí správné vycentrování svitku. Tento mechanismus funguje na principu nepohyblivého šroubu a dvou protiběžných pohybových matic spojených rameny s třemi svisle orientovanými pohybovými tyčemi, které se roztáhnou do vzdálenosti vnitřního průměru svitku, čímž dojde k zajištění vystředěné polohy. Manipulaci

s rozpínacím mechanismem provádí obsluha stroje ručně, což je umožněno díky rukojetím na šroubu. Rozpínací mechanismus je snadno odnímatelný, protože je nutné jej odejmout při ustavování svitku vysokozdvížným vozíkem, poté je opět nasazen, s jeho pomocí je svitek vycentrován a následně během celého procesu odvíjení zůstává nasazen, aby zajišťoval správnou polohu svitku.



Obr. 15. Popis rozpínacího mechanismu

Při oddělování smyčky ze svitku je nutné zabránit jejímu jakémukoliv nežádoucímu zachycení o jinou část stroje. Vedení smyčky drátu je tedy zajištěno pomocí vodících sloupků, připevněných k rámu stroje a jasně vymežujících prostor, ve kterém se drát může pohybovat.



Obr. 16. Přibližná dráha smyčky vedoucí skrz vodící sloupky

Výpočet potřebného výkonu

Požadovaná rychlost dodávání drátu je $v = 0,5 \text{ m/s}$, pro roztočení otočné desky se svitkem je potřeba překonat valivý odpor axiálního ložiska, které nese zatížení a dále je potřeba vyvinout dostatečně velký moment pro uvedení všech otočných částí do pohybu. Třecí moment v ložisku se spočte jako:

$$M_T = 0,5 \cdot \mu \cdot P \cdot d_L = 0,5 \cdot 0,0015 \cdot 11772 \cdot 0,1 = 0,88 \text{ [Nm]} \quad (1)$$

kde μkonstantní součinitel tření ložiska [1]; $\mu = 0,0015$ [1] pro kuličková ložiska

Pekvivalentní dynamické zatížení ložiska [N]

d_Lvnitřní průměr ložiska [m]

Dynamický moment potřebný pro uvedení celého otočného mechanismu z klidového stavu do pohybu požadovanou rychlostí:

$$M_D = J_C \cdot \varepsilon = 668,63 \cdot 0,37 = 245,16 \text{ [Nm]} \quad (2)$$

kde J_Cmoment setrvačnosti všech rotujících částí vzhledem k ose otáčení
 $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$
 εúhlové zrychlení $[\text{rad} \cdot \text{s}^{-2}]$

Moment setrvačnosti všech rotujících částí je součtem momentů setrvačnosti dílčích částí. Následující hodnoty byly určeny z CAD modelu softwarem SolidWorks 2010:

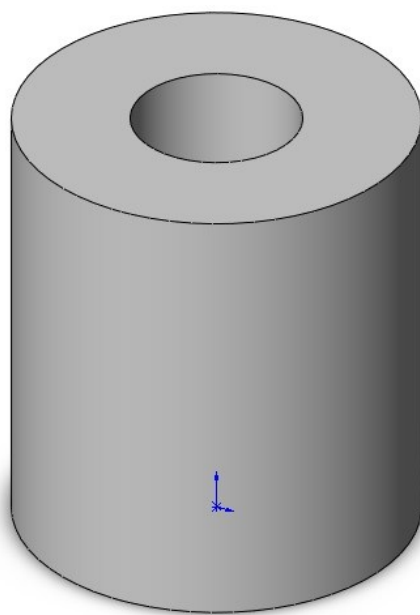
$$J_T = 33,015 [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$$

$$J_S = 634,32 [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$$

$$J_R = 1,29 [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$$

kde J_Tmoment setrvačnosti točny (otočné desky) $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$
 J_Smoment setrvačnosti svitku drátu $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$
 J_Rmoment setrvačnosti rozpínacího mechanismu $[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$

Pro výpočet momentu setrvačnosti svitku byl jeho model zjednodušen na válec s dírou v ose rotace.



Obr. 17. Zjednodušený model svitku

Celkový moment setrvačnosti je pak:

$$J_C = J_T + J_S + J_R = 330,15 + 634,32 + 1,29 = 668,63 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad (3)$$

Úhlové zrychlení potřebné pro uvedení odvíjecího zařízení do provozních otáček bylo zvoleno $\varepsilon = 1,5 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$. Celkový moment se spočítá jako součet třecího momentu ložiska a dynamického momentu všech částí, které jsou součástí otočného mechanismu:

$$M_C = M_T + M_D = 0,88 + 245,16 = 246,04 \text{ [Nm]} \quad (4)$$

Z toho lze odvodit potřebný výkon na výstupu stroje:

$$P_2 = M_C \cdot \omega = 246,04 \cdot 0,55 = 135,22 \text{ [W]} \quad (5)$$

kde M_Ccelkový moment [Nm]

ωúhlová rychlost [rad/s]

Úhlová rychlost ω vychází ze zadané rychlosti dodávání drátu $v = 0,5 \text{ m/s}$.

$$\omega = \frac{v}{r} = \frac{0,5}{0,9} = 0,55 \text{ [rad} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (6)$$

kde rstřední poloměr svitku drátu [m]

Střední poloměr svitku drátu počítá s možností použití svitků rozdílných rozměrů (ovšem nepřesahujících zadané hraniční rozměry určené ve specifikaci zadání), a také se zmenšováním průměru svitku v čase, vlivem postupného odvíjení materiálu.

Na základě předchozích vypočtených hodnot volím převodový motor DRE90L4 s frekvenčním měničem pro regulaci otáček od firmy SEW Eurodrive s kuželovou čelní převodovkou se vstupními parametry:

- výkon motoru $P_1 = 1500$ [W]
- otáčky motoru $n_1 = 1430$ [min^{-1}]
- převodový poměr převodovky $i = 9$ [1]

Podrobnější specifikace motoru a převodovky jsou v přílohách.

Otáčky na výstupní hřídeli převodovky jsou:

$$n_2 = \frac{n_1}{i} = \frac{1430}{9} = 158,88 [\text{min}^{-1}] \quad (7)$$

kde n_1otáčky motoru [min^{-1}]
 ipřevodový poměr kuželové čelní převodovky [1]

Kroutící moment na výstupní hřídeli převodovky se spočítá podle:

$$M_{k2} = \frac{P_1}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{1500}{2 \cdot \pi \cdot \frac{158,88}{60}} = 90,16 [\text{Nm}] \quad (8)$$

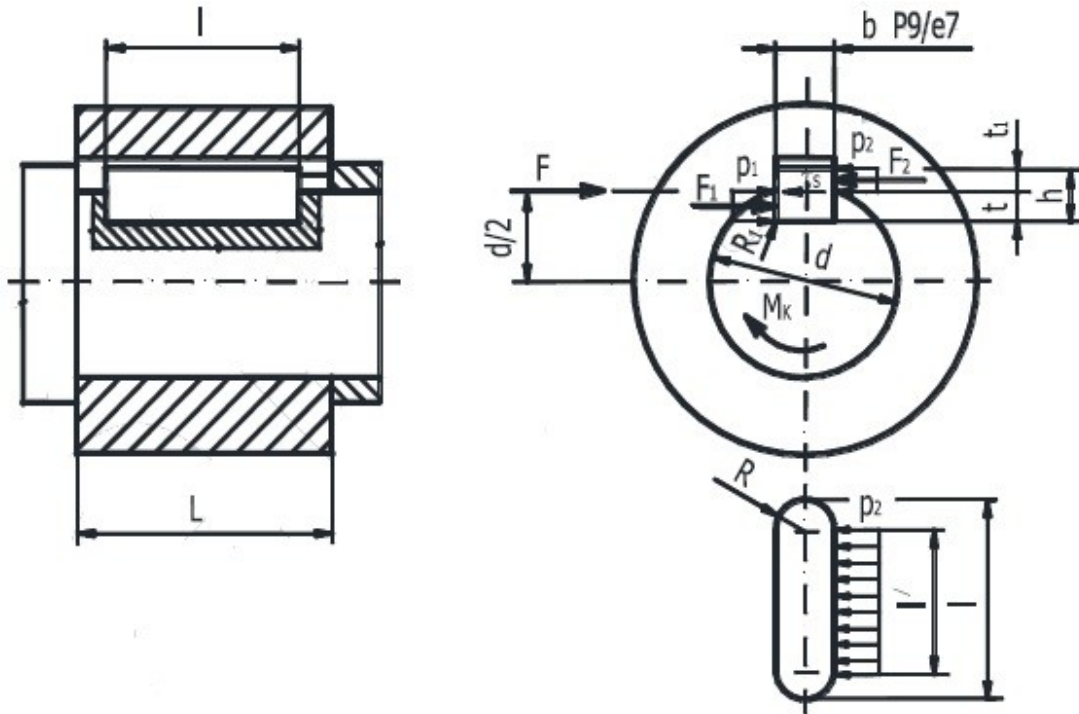
kde P_1výkon motoru [W]
 n_2otáčky na výstupní hřídeli převodovky [min^{-1}]

Kontrola těsného pera

Kontroluji pero (ČSN 02 2562) na výstupní hřídeli převodovky. Těsné pero přenáší kroutící moment z výstupní hřídele kuželočelní převodovky na hnané řetězové kolo řetězového převodu. Rozhodující pro zajištění správné funkce pera je kontrola boků pera a drážek na otláčení. Kroutící moment je zde $M_{k2} = 90,16$ Nm. Podmínkou je, že tlak na rovinnou boční část pera nesmí přesáhnout maximální dovolenou hodnotu v tlaku:

$$p_1 < p_{D1} \quad (9)$$

$$p_2 < p_{D2} \quad (10)$$



Obr. 18. Rozměry a zatížení spojení hřídele a náboje pomocí těsného pera [8]

Délka přímé části boku pera, která podléhá tlaku:

$$l' = \frac{F_2}{p_{D2} \cdot t_1} = \frac{4708}{125 \cdot 3,3} = 11,41 \text{ [mm]} \quad (11)$$

kde p_{D2}dovolený tlak, $p_{D2} = 125 \text{ [MPa]}$ (pro ocel)

t_1část výšky pera zasahující do náboje [mm]

F_2zatěžující síla [N], vypočtená ze vztahu:

$$F_2 = \frac{M_k}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{90,16}{\frac{0,035}{2} + \frac{0,0033}{2}} = 4\,708 \text{ [N]} \quad (12)$$

kde dprůměr výstupního hřídele převodovky [mm], $d = 35 \text{ [mm]}$

M_kkrouticí moment [Nm]

Potřebná délka pera se vypočítá jako:

$$l = l' + b = 11,41 + 10 = 21,41 \text{ [mm]} \rightarrow 22 \text{ [mm]} \quad (13)$$

Hodnota byla zaokrouhlena na nejvyšší bližší celé číslo.

kde l' délka rovné části pera [mm]

b šířka pera [mm]

Pero se dále kontroluje na střih, podle podmínky:

$$\tau_S < \tau_{DS}$$

kde τ_S namáhání na střih [MPa]

τ_{DS} maximální dovolené namáhání na střih [MPa], $\tau_{DS} = 30 \text{ [MPa]}$

Skutečné namáhání na střih musí být menší než dovolené namáhání.

$$\frac{F}{l \cdot b} < \tau_{DS} = 30 \text{ [MPa]} \quad (14)$$

$$\tau_S = \frac{F}{l \cdot b} = \frac{5152}{22 \cdot 10} = 23,4 \text{ [MPa]} < \tau_{DS} \quad (15)$$

kde l celková délka pera [mm]

b šířka pera [mm]

F střižná síla [N], spočtená podle vztahu:

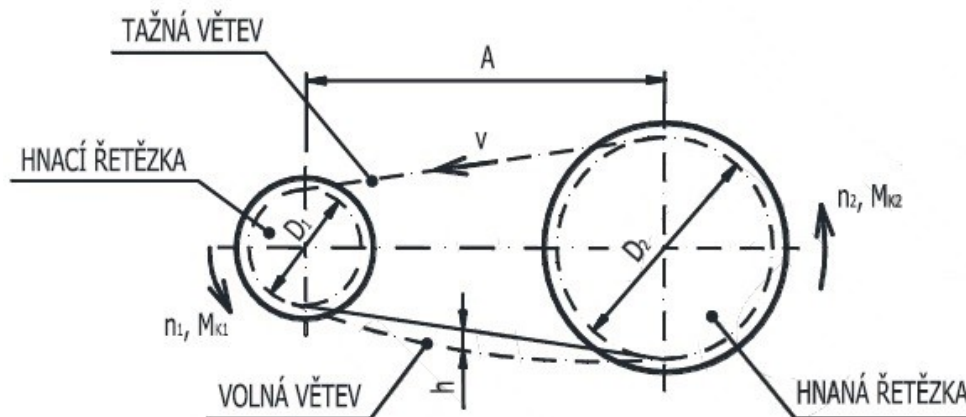
$$F = \frac{M_k}{\frac{d}{2}} = \frac{90,16}{\frac{0,035}{2}} = 5\,152 \text{ [N]} \quad (16)$$

kde M_K kroutící moment [Nm]

d průměr hřídele [m]

Podmínka je splněna a použité těsné pero vyhovuje.

Návrh řetězového převodu



Obr. 19. Schéma převodu [9]

Vstupní hodnoty:

Výkon na výstupní hřídeli převodovky $P_1 = 1500$ [W]

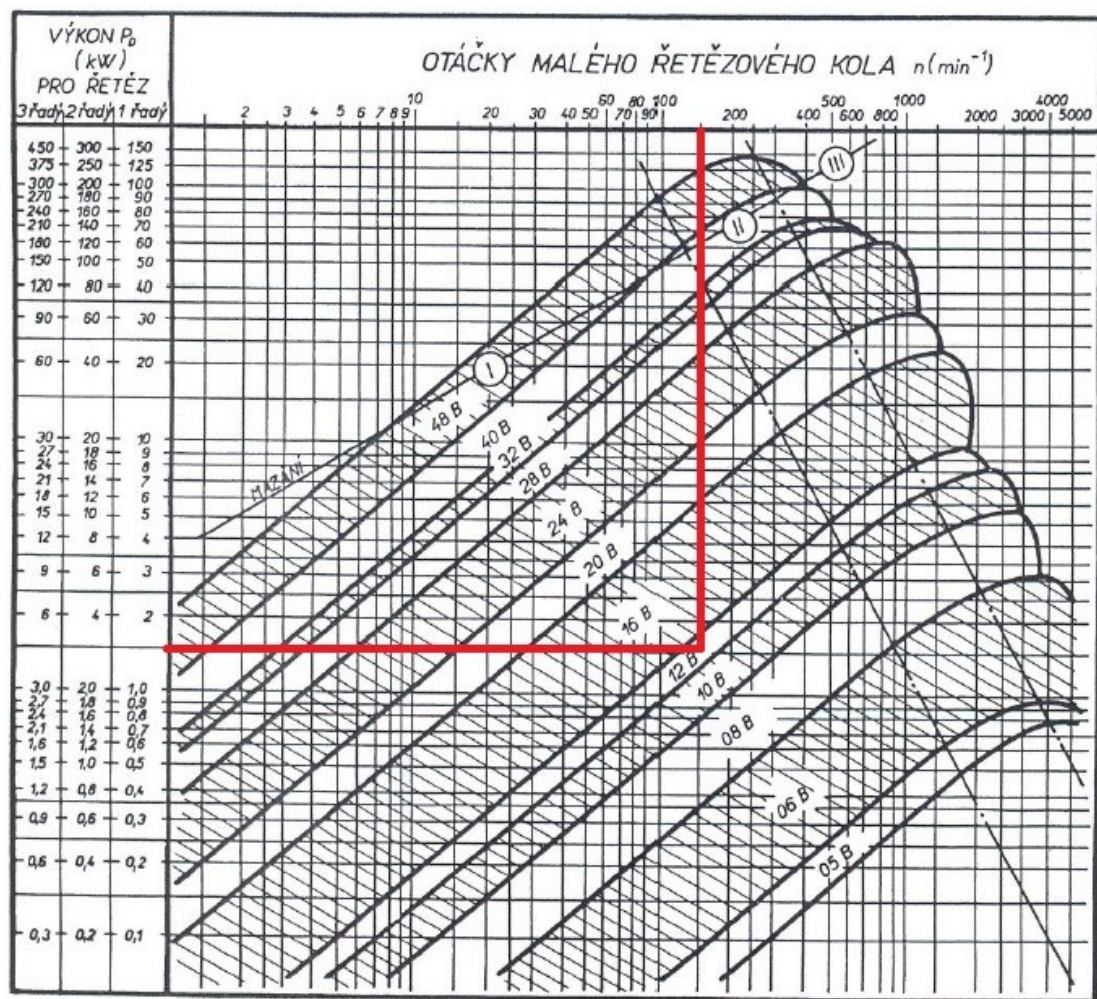
Meziosová vzdálenost $A = 340$ [mm] (zvolena s ohledem na rozměry stroje)

Převodový poměr $u = 3$ [1] (zvoleno)

Otáčky výstupní hřídele převodovky $n = 158,88$ [min^{-1}]

Určení typu a velikosti převodového řetězu

Na převody se používají řetězy válečkové podle ČSN 02 3311 (provedení A v souladu s DIN 8188 nebo B v souladu s DIN 8187) nebo řetěz pouzdrový rychloběžný ČSN 02 3321 (typ 06 C). Provedení válečkového řetězu A se používá pro obvodové rychlosti $v > 8$ [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$], provedení B pro nižší než 8 [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]. Vhodný řetěz jednořadý (simplex), dvouřadý (duplex) nebo třířadý (triplex) podle ČSN 01 4809. Diagramové čáry ve výkonovém diagramu ohraničující rozmezí výkonu jednotlivých řetězů byly experimentálně určeny při $z_1 = 19$ [1], $z_2 = 57$ [1], osové vzdálenosti vyjádřené jako násobek rozteče $A = 40 \cdot t$ [mm], ideálních podmínkách (dokonalé mazání a provedení řetězu, provoz bez rázů) a životnosti cca 10 000 [h] (max. prodloužení řetězu o 2 % vlivem opotřebení). Jiné podmínky skutečného provozu se respektují jmenovitým diagramovým výkonem P_D [W]. [9]



Obr. 20. Diagram pro volbu velikosti řetězu [7]

Diagramový výkon je určen ze vztahu:

$$P_D = \frac{P_1}{\chi \cdot \mu \cdot \phi} = \frac{1500}{0,905 \cdot 1 \cdot 1} = 1\,657,5 \text{ [W]} \quad (17)$$

kde μčinitel mazání; $\mu = 1$ [1]

χčinitel výkonu; $\chi = 0,905$ [1]

ϕ činitel provedení řetězu; $\phi = 1$ [1]

P_1výkon motoru [W]

Volím jednořadý válečkový řetěz 16B, jehož rozteč je $t = 25,4$ [mm]

Korigovaný výkon je pak:

$$P'_D = \frac{P_D}{\rho} = \frac{1657,5}{0,85} = 1\,950\,W \quad (18)$$

kde ρčinitel vzdálenosti os; $\rho = 0,85$ [1]

P_Ddiagramový výkon [W]

Volba počtu zubů řetězových kol

Počet zubů hnacího řetězového kola:

$$z_1 = 29 - 2 \cdot u = 29 - 2 \cdot 3 = 23 \text{ [1]} \quad (19)$$

Počet zubů hnaného řetězového kola:

$$z_2 = u \cdot z_1 = 3 \cdot 23 = 69 \rightarrow 70 \text{ [1]} \quad (20)$$

Skutečný převodový poměr

$$u_{SK} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{70}{23} = 3,04 \text{ [1]} \quad (21)$$

kde z_1počet zubů malého řetězového kola [1]

z_2počet zubů velkého řetězového kola [1]

upřevodový poměr

Obvodová rychlost hnacího řetězového kola:

$$v_1 = \pi \cdot D_1 \cdot n = \pi \cdot 0,186 \cdot 2,5 = 1,46 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (22)$$

kde D_1roztečný průměr malého řetězového kola [m]

notáčky malého řetězového kola [s⁻¹]

Výpočet roztečných průměrů řetězových kol

Roztečný průměr hnacího (malého) řetězového kola:

$$D_1 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{23}} = 186,536 \text{ [mm]} \quad (23)$$

Roztečný průměr hnaného (velkého) řetězového kola:

$$D_2 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_2}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180}{74}} = 598,475 \text{ [mm]} \quad (24)$$

kde trozteč řetězu [mm]

z_1počet zubů malého řetězového kola [1]

z_2počet zubů velkého řetězového kola [1]

Pevnostní kontrola řetězu

Pevnostní kontrola proti přetržení řetězu je dána součinitelem statické bezpečnosti, podle vztahu:

$$k_s = \frac{F_{PT}}{F_1} \geq 7 \text{ [1]} \quad (25)$$

$$k_s = \frac{110000}{2911,14} = 37,8 \text{ [1]}$$

kde F_{PT}síla při přetržení řetězu; $F_{PT} = 110\,000$ [N]

F_1tahová síla v tažné větvi řetězu [N]

Dále je pevnostní kontrola dána součinitelem dynamické bezpečnosti, podle vztahu:

$$k_D = \frac{F_{PT}}{F_1 \cdot Y} \geq 5 [1] \quad (26)$$

$$k_D = \frac{110000}{2911,14 \cdot 2} = 18,9 [1]$$

kde Yčinitel rázů [1]

Tahová síla v tažné větvi řetězu je dána součtem všech silových složek v řetězu:

$$F_1 = F + F_C + F_M = 1027,4 + 11,72 + 290 = 1\,329,12 [N] \quad (27)$$

$$F = \frac{P_1}{v_1} = \frac{1500}{1,46} = 1\,027,4 [N] \quad (28)$$

$$F_C = m_1 \cdot v_1^2 = 5,5 \cdot 1,46^2 = 11,72 [N] \quad (29)$$

$$F_M = \frac{m_1 \cdot A^2}{8 \cdot h} \cdot g = \frac{5,5 \cdot 0,43^2}{8 \cdot 0,0043} \cdot 9,81 = 290 [N] \quad (30)$$

kde Fobvodová síla [N]

F_Ctahová složka od odstředivé síly [N]

F_Mtahová složka od tíhové síly [N]

m_1 hmotnost jednoho metru řetězu; $m_1 = 5,5 [kg]$

h průhyb řetězu, $h = 0,01 \cdot A = 4,3 [mm]$

P_1přenášený výkon [W]

v_1obvodová rychlost řetězu [$m \cdot s^{-1}$]

Ameziosová vzdálenost [m]

Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu

$$p_v \leq p_D \quad (31)$$

$$p_v = \frac{F_1}{S} = \frac{1329,12}{421,452} = 3,15 \text{ [MPa]} \quad (32)$$

$$p_D = p \cdot \lambda = 18,25 \cdot 1 = 18,25 \text{ [MPa]} \quad (33)$$

kde λ činitel tření; $\lambda = 1$

p_D dovolený tlak

S plocha kloubu; $S = 2 \cdot b_2 \cdot d_2$

Stanovení počtu článků a délky řetězu

Počet článků (výsledek zaokrouhlen na nejbližší celé sudé číslo):

$$X = 2 \cdot \frac{A}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right) \cdot \frac{t}{A} = 2 \cdot \frac{430}{25,4} + \frac{23 + 70}{2} + \left(\frac{70 - 23}{2 \cdot \pi} \right) \cdot \frac{25,4}{430} = 80,8 [1] \quad (34)$$

Celkový počet článků je 80.

Délka řetězu

$$L = X \cdot t = 80 \cdot 25,4 = 2032 \text{ [mm]} \quad (35)$$

kde Xpočet článků [1]

trozteč řetězu [mm]

Výpočet skutečné osové vzdálenosti převodu:

$$A_{SK} = \frac{t}{8} \left(2 \cdot X - z_1 - z_2 + \sqrt{(2 \cdot X - z_1 - z_2)^2 - F(z_2 - z_1)^2} \right) \quad (36)$$

$$A_{SK} = \frac{25,4}{8} \left(2 \cdot 80 - 23 - 70 + \sqrt{(2 \cdot 80 - 23 - 70)^2 - 0,8295 \cdot (70 - 23)^2} \right)$$

$$A_{SK} = 376,37 \text{ [mm]}$$

Podle následujícího vztahu je určen součinitel F

$$\frac{X - z_1}{z_2 - z_1} = 1,21 \text{ [1]} \quad (37)$$

kde F součinitel; $F = 0,8295 \text{ [1]}$ pro hodnotu výše uvedeného vztahu

z_1 počet zubů malého řetězového kola [1]

z_2 počet zubů velkého řetězového kola [1]

X počet článků [1]

t rozteč řetězu [mm]

Volba provedení válečkového řetězu

Řetěz navrhuji snýtovaný a provedený jako nerozebíratelný.

Specifikace řetězu

ŘETĚZ 80 ČLÁNKŮ 16B-2 ČSN 02 3311.1

Návrh hnacího řetězového kola

Výrobní výkres hnacího řetězového kola je součástí příloh. Roztečné průměry hnací a hnané řetězky jsou:

$$D_1 = 186,536 \text{ [mm]}$$

$$D_2 = 598,475 \text{ [mm]}$$

Určení průměru hřídele z krouticího momentu:

$$M_K = \frac{P_1}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{1500}{2 \cdot \pi \cdot 158} = 1,59 [Nm] \quad (38)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot M_K}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16000 \cdot 191}{\pi \cdot 20}} = 7,41 [mm] \quad (39)$$

kde P_1přenášený výkon [W]
 notáčky [min^{-1}]
 τ_Ddovolené napětí v krutu [MPa]

Volím průměr $d = 35 [mm]$ s ohledem na uložení řetězového kola na výstupní hřídeli převodovky, která má právě tento průměr.

Poloměr dna zubní mezery

$$r_{fmin} = 0,505 \cdot d_1 = 0,505 \cdot 8,28 = 4,18 [mm] \quad (40)$$

$$r_{fmax} = 0,505 \cdot d_1 + 0,069 \cdot \sqrt[3]{d_1} = 0,505 \cdot 8,28 + 0,069 \cdot \sqrt[3]{8,28} = 4,32 [mm] \quad (41)$$

kde d_1průměr válečku řetězu [mm]

Poloměr boku zubu

$$r_{amin} = 0,12 \cdot d_1 \cdot (z + 2) = 0,12 \cdot 8,28 \cdot (23 + 2) = 24,84 [mm] \quad (42)$$

$$r_{amax} = 0,008 \cdot d_1 \cdot (z^2 + 180) = 0,008 \cdot 8,28 \cdot (23^2 + 180) = 46,96 [mm] \quad (43)$$

kde zpočet zubů [1]

Úhel otevření zubové mezery

$$\varphi_{MIN} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{23} = 116,087 [^\circ] \quad (44)$$

$$\varphi_{MAX} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{z} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{23} = 136,087 [^\circ] \quad (45)$$

Průměr hlavové kružnice

$$D_{AMIN} = D + 0,5 \cdot d_1 = 190,676 [mm] \quad (46)$$

$$D_{AMAX} = D + 1,25 \cdot t - d_1 = 210,006 [mm] \quad (47)$$

Průměr patní kružnice

$$D_f = D - 2 \cdot r_f = 178,136 [mm] \quad (48)$$

Největší průměr věnce

$$D_g = D - 2 \cdot f = 150,976 [mm] \quad (49)$$

Montáž, mazání a údržba řetězu

Mazáním se minimalizuje opotřebení řetězu a řetězových kol. Mazivo také přispívá k tlumení hluku a kmitů při přenášeném výkonu a poskytuje důležitou ochranu proti korozi. V závislosti na provozních podmínkách v důsledku velmi malých oscilačních pohybů článků řetězu se v kontaktních místech narušuje olejový film a v průběhu času se spotřebovává (ztrácí) mazivo. Proto v provozu je nezbytné řetěz pravidelně domazávat, popř. mazat trvale. Mazivo tedy musí proniknout dovnitř článku řetězu. Olej se aplikuje na vnitřní stranu řetězu do horních spár mezi vnitřními a vnějšími destičkami, kde pak dále zatíká dovnitř článku - do kritických míst opotřebení, tj. mezi válečkem a s ním spojeným pouzdrem a mezi čepem a s ním spojeným pouzdrem. [9]

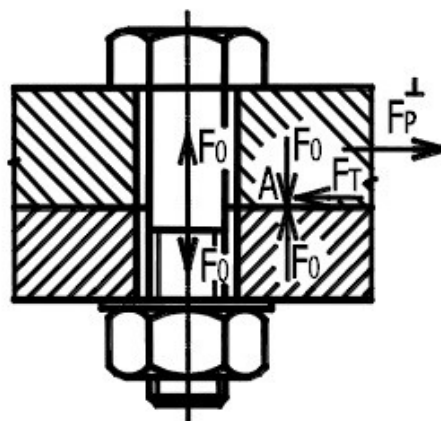
Montáž řetězového převodu se skládá z ustavení a namontování řetězových kol na hřídele, z navlečení řetězu a seřízení převodu. Aby řetěz správně nabíhal na zuby řetězových kol souosé nasazená řetězová kola musí být v jedné rovině a jejich hřídele rovnoběžné. Maximální axiální přesazení řetězových kol je 3 [mm] / 1 [m] délky. Převod se obvykle konstruuje tak, aby se řetěz mohl nasadit na zuby řetězových kol a spojit

spojovacím článkem. Lehčí řetězy menších roztečí se spojují tak, že se konce řetězu k sobě přiloží na jednom z řetězových kol, aby zubové mezery řetězového kola pomáhaly ustavit řetěz na vzdálenost odpovídající rozteči spojovacího článku. Při použití spojovacího článku s pružnou pojistkou se musí uzavřená část pojistky montovat ve směru pohybu řetězu. [9]

Údržba řetězového převodu spočívá v zajištění dobrého a dostatečného mazání a pravidelné kontroly. V provozu řetězové převody vyžadují větší péči, než převody řemenové. Je-li řetěz silně znečištěný, zanesený starým zaschnutým či znečištěným mazivem, je nutné řetěz důkladně vyčistit. Řetěz se rozpojí, vytáhne z převodu a tvrdým kartáčem se odstraní hrubá nečistota, usazeniny a staré, zaschlé mazivo na vnějších plochách řetězu. Podobně se čistí také řetězová kola. Následně se řetěz ponoří do petrolejové lázně, kde se ponechá až 24 hodin, aby se tvrdé usazeniny uvolnily či rozpustily i uvnitř článků v nepřístupných dutinách. Poté se řetěz ponoří a vymývá v technickém benzínu. V lázni se otírá štětcem, pohybuje se s ním, aby se vyplavily nečistoty, usazeniny nebo zaschlé mazivo z vnitřních ploch pouzder a válečků. Po vyjmutí řetězu z lázně se kontroluje čistota v nepřístupných dutinách – pokud při otáčení válečkem a pohybu řetězem je slyšet vrzání nebo je hmatem citelné lehké zadrhávání nebo nerovnoměrnost otáčení, pokračuje se dále ve vymývání, až je řetěz naprosto čistý. Očištěný řetěz musí zcela vyschnout a petrolej s benzínem se zcela odpařit, aby při následném mazání byla zajištěna přilnavost maziva k řetězu a jeho proniknutí do článků. Po vysušení se řetěz ihned maže, aby nevznikla koroze. Řetěz se nasazuje stejnou vnitřní stranou se stejným smyslem běhu. [9]

Návrh šroubového spoje příruby

Dále je třeba dostatečně nadimenzovat šrouby spojující hnané řetězové kolo a přírubovou součást. Mezi těmito dvěma součástmi dochází k přenosu kroutícího momentu. Výpočet zahrnuje odvození osově síly ve šroubu, dále předběžný návrh velikosti šroubu při počtu šroubů $i = 8$, kontrolu statické bezpečnosti a nakonec určení potřebného utahovacího momentu. Použiji šroubový spoj s normálním průchozím šroubem s hlavou a maticí.



Obr. 21. Typ použitého šroubového spojení [8]

Spojení je zatíženo příčnou provozní silou od řetězového kola, síla vychází z momentu na řetězovém kole, který je:

$$M_{k3} = \frac{P_1}{\omega_3} = \frac{P_1}{2 \cdot \pi \cdot \frac{n_1}{u}} = \frac{1500}{2 \cdot \pi \cdot \frac{2,648}{3}} = 270,6 \text{ [Nm]} \quad (50)$$

kde upřevodový poměr řetězového převodu, $u = 3$ [1]

P_1výkon motoru [W]

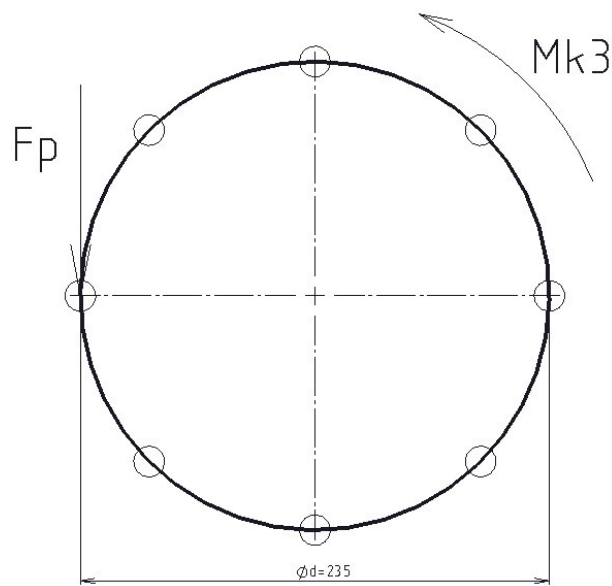
ω_3výstupní úhlová rychlost [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]

n_1otáčky motoru [s^{-1}]

Provozní síla působící na šrouby:

$$F_p = \frac{M_{k3}}{\frac{D}{2}} = \frac{270,6}{\frac{0,235}{2}} = 2\,302,98 \text{ [N]} \quad (51)$$

kde Dprůměr roztečné kružnice šroubů [m], viz obr. níže



Obr. 22. Rozmístění šroubů na roztečné kružnici

Provozní síla na jeden šroub se určí jako:

$$F_{P1} = \frac{F_P}{i} = \frac{2302,98}{8} = 287,87 \text{ [N]} \quad (52)$$

kde ipočet šroubů [1]

Pro přenos této síly musí být vyvolána mezi styčnými plochami obou součástí dostatečně velká třecí síla. Tato třecí síla musí být větší než provozní síla na jeden šroub. Počítám se součinitelem tření $f = 0,2$ a bezpečností proti prokluzu spojovaných částí $k = 1,3$. Vycházím z třecí podmínky, z níž následně určím minimální normálovou sílu:

$$F_T > F_{P1} \quad (53)$$

$$F_N \cdot f > F_{P1} \cdot k \quad (54)$$

$$F_N > \frac{F_{P1} \cdot k}{f} > \frac{287,87 \cdot 1,3}{0,2} = 1\,871,17 \text{ [N]} \quad (55)$$

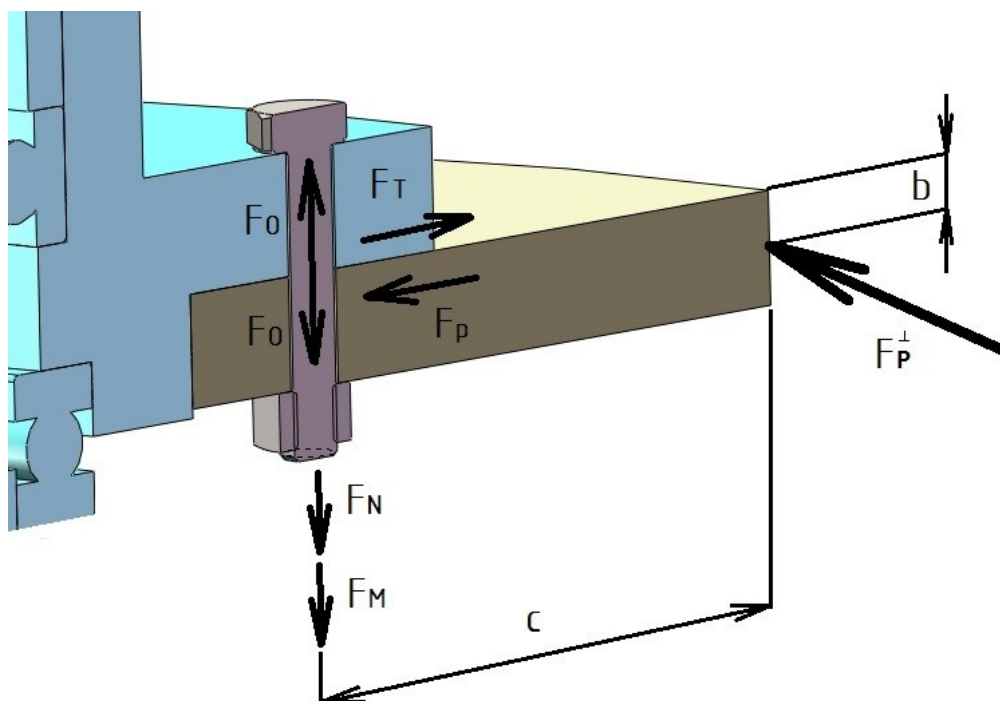
Protože provozní síla přenášená z řetězu na řetězové kolo působí mimo rovinu, ve které se stýkají obě styčné plochy šroubového spoje, je potřeba uvažovat působení složky F_M na šroub:

$$F_M = \frac{F_{P1} \cdot \frac{b}{2}}{c} = \frac{287,87 \cdot \frac{0,0185}{2}}{0,0275} = 96,83 \text{ [N]} \quad (56)$$

kde $b/2$vzdálenost působení provozní síly v příčném směru [m]

bšířka řetězového kola, $b = 18,5$ [mm]

c vzdálenost v podélném směru [m]



Obr. 23. Znázornění silových poměrů ve šroubovém spoji

Následuje výpočet osově síly, kterou je potřeba vyvodit v každém šroubu:

$$F_O = F_N + F_M = 1871,17 + 96,83 = 1\,968 \text{ [N]} \quad (57)$$

Předběžný návrh šroubu

Pro návrh počítám s použitím šroubů pevnostní třídy 4.6, dále počítám se součinitelem smykového tření na závitu $f_z = 0,15$ [1], koeficientem zohledňujícím

neznámou složku $\beta = 1,3$ [1] a součinitelem smykového tření pod maticí $f_M = 0,18$ [1]. Minimální součinitel statické bezpečnosti jsem stanovil $k_s = 3$ [1].

$$\beta \cdot \sigma_T < \sigma_{DT} \quad (58)$$

$$\beta \cdot \frac{F_O}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} < \frac{R_e}{k_s} \quad (59)$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{\beta \cdot F_O \cdot k_s \cdot 4}{R_e \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 1968 \cdot 3 \cdot 4}{240 \cdot \pi}} = 6,38 \text{ [mm]} \quad (60)$$

Mez kluzu pro danou třídu pevnosti šroubu 4.6 je:

$$R_e = 4 \cdot 6 \cdot 10 = 240 \text{ [MPa]} \quad (61)$$

Volím šroub M10x1, jehož průměr $d_3 = 8,773$ [mm] a $d_2 = 9,35$ [mm].

Kontrola statické bezpečnosti

Napětí v tahu se vypočte podle vztahu:

$$\sigma_T = \frac{F_O}{S} = \frac{F_O}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{1968}{\frac{\pi \cdot 8,773^2}{4}} = 32,56 \text{ [MPa]} \quad (62)$$

Napětí v krutu se vypočte podle vztahu:

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{F_Z \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{410,42 \cdot \frac{9,35}{2}}{\frac{\pi \cdot 8,773^3}{16}} = 14,47 \text{ [MPa]} \quad (63)$$

Kde F_Z je třecí síla vypočtená podle vztahu:

$$F_Z = F_O \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') = 1968 \cdot \operatorname{tg}(1,95 + 9,83) = 410,42 \text{ [N]} \quad (64)$$

Zde figurují úhel stoupání ψ a redukovaný třecí úhel φ' :

$$\psi = \operatorname{artg} \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{artg} \frac{1}{\pi \cdot 9,35} = 1,95 [^\circ] \quad (65)$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \operatorname{arctg} \frac{0,15}{\cos \frac{60}{2}} = 9,83 [^\circ] \quad (66)$$

Redukované napětí je vypočteno podle Guestovy pevnostní hypotézy:

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_T^2 + 4 \cdot \tau_K^2} = \sqrt{32,56^2 + 4 \cdot 14,47^2} = 43,56 [MPa] \quad (67)$$

Výsledná statická bezpečnost:

$$k_S = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{240}{43,56} = 5,51 [1] \quad (68)$$

$$5,51 > 3$$

Výpočet utahovacího momentu

Výpočet utahovacího momentu je součet třecího momentu na závitu a třecího momentu pod maticí:

$$M_U = M_{TZ} + M_{TM} = 1,92 + 2,37 = 4,29 [Nm] \quad (69)$$

$$M_{TZ} = F_Z \cdot \frac{d_2}{2} = 410,42 \cdot \frac{0,00935}{2} = 1,92 [Nm] \quad (70)$$

$$M_{TM} = F_O \cdot f_M \cdot \frac{d_S}{2} = 1968 \cdot 0,18 \cdot \frac{0,0134}{2} = 2,37 [Nm] \quad (71)$$

kde d_Sstřední průměr matice [mm], podle vztahu:

$$d_s = \frac{s + d_1}{2} = \frac{16 + 10,8}{2} = 13,4 \text{ [mm]} \quad (72)$$

kde sšířka šestihranu matice M10 [mm]

d_1průměr dna závitu [mm]

Kontrola ložisek

Účinkem opakovaného namáhání stykových ploch mezi valivými tělesy a kroužky vznikají po určité době pod povrchem valivých drah únavové trhliny, které se postupně šíří k povrchu, až vyštípnou úlomek z povrchu kroužku nebo valivého tělesa, po kterém zůstává jamka s lasturovým lomem. Počet těchto únavových poškození povrchu se rychle zvětšuje, spojuje a nazývá se pitting. Projevem pittingu je nárůst hlučnosti a teploty za provozu ložiska. [9]

Doba do objevení prvních příznaků pittingu se nazývá skutečná trvanlivost ložiska, která se vyjadřuje počtem otáček nebo počtem provozních hodin. Skutečná trvanlivost ložisek stejného typu a velikosti má za stejných provozních podmínek v závislosti na vlastnostech materiálu velký rozptyl hodnot. Pro jednotný způsob výpočtu ložisek byla zvolena základní trvanlivost, kterou dosáhne či překročí 90 % všech ložisek stejného typu a rozměru. Střední trvanlivost je přibližně 5x větší než základní trvanlivost L_{10} . [9]



Obr. 24. Histogram hustoty pravděpodobnosti skutečné trvanlivosti ložiska [9]

Výpočet základní trvanlivosti radiálního ložiska

Výpočet radiálního kuličkového ložiska je v provozních hodinách, protože otáčky jsou během provozu stroje konstantní.

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{F_R} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{36500}{16513,7} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 0,88} = 204\,509 \text{ [h]} \quad (73)$$

kde Czákladní dynamická únosnost [N]
 F_Rradiální síla [N]
 pexponent modifikované Wöhlerovy křivky [1] (pro ložiska s bodovým stykem je $p = 3$)

Radiální síla F_R je rovna odstředivé síle F_O vzniklé vlivem rotace hmoty svitku drátu při otáčení:

$$F_O = m \cdot r \cdot \omega^2 = 1200 \cdot 0,45 \cdot 5,53^2 = 16\,513,7 \text{ [N]} \quad (74)$$

kde rstřední poloměr svitku [m]
 m hmotnost svitku [kg]
 ωúhlová rychlost [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$]

Výpočet statické únosnosti axiálního ložiska

Ložisko je zatěžováno axiální silou rovnou max. přípustnou hmotností svitku. Kontrola statické únosnosti se provádí, je-li otáčivý pohyb zatíženého ložiska velmi pomalý nebo jen kývavý, ale také je-li ložisko pod zatížením po delší dobu v klidu, např. při zastavení stroje. Součinitel bezpečnosti pro statickou únosnost se spočte podle vztahu:

$$S_0 = \frac{C_0}{F_A} = \frac{268000}{12000} = 22,33 [1] \quad (75)$$

kde C_0základní statická únosnost [N]

F_Aaxiální zatížení [N]

Pohybový stav	Způsob zatížení Požadavek na chod ložiska	s ₀ pro ložiska se stykem	
		bodovým	čárovým
Pomalé otáčení	Velké rázové zatížení Zvýšené požadavky na klidný chod	2	4
	Normální provoz	1	2
	Klidný chod bez rázů	0,5	1

Obr. 25. Nejmenší požadovaná hodnota S_0 [9]

Výpočet základní trvanlivosti axiálního ložiska

Trvanlivost ložiska axiálního kuličkového ložiska v provozních hodinách je:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{F_A}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{85000}{12000}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 0,88} = 6\,730\,993 [h] \quad (76)$$

kde Cdynamická únosnost [N]

F_Aaxiální zatížení [N]

notáčky [s⁻¹]

Závěr

V této práci jsem se zabýval řešením konstrukčního návrhu odvíjecího zařízení pro odvíjení ocelového drátu ze svitku o specifických rozměrech. V úvodní teoretické rešerši jsem popsal historii a oblasti využití gabionů, dále také technologii výroby drátu tažením, stroje a nástroje používané k jeho výrobě. Provedl jsem průzkum trhu a našel několik již existujících podobných zařízení.

Hlavní částí práce je zpracování návrhu zařízení jako 3D CAD modelu v softwaru SolidWorks. Ve výpočtové části práce jsem se věnoval dimenzování a pevnostním kontrolám důležitých uzlů a částí daného zařízení tak, aby vyhovovalo podmínkám provozu, ke kterému je určeno. Provedl jsem výpočet hlavních vstupních parametrů, jako výkonu a otáček, z nichž vyplynula volba pohonného zařízení. Vstupní otáčky motoru jsem zpřevodoval do pomala kuželovou převodovkou a řetězovým převodem tak, aby bylo dosaženo požadované rychlosti odvíjení. Udělal jsem výpočtovou kontrolu důležitých strojních součástí, a to: těsného pera přenášejícího krouticí moment, návrh řetězového převodu a pevnostní kontrolu řetězu, šroubů přenášejících krouticí moment, a nakonec ložisek, u nichž jsem provedl výpočet životnosti.

Celkově je zařízení ve všech směrech předimenzováno, aby bylo schopno spolehlivě odolávat vnějším nepříznivým podmínkám náročného pracovního prostředí, ve kterém bude nasazeno.

Seznam použitých pramenů

- [1] MIČA, Lumír. *Zemní konstrukce* [online]. Brno, 2007 [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: <http://lences.cz/domains/lences.cz/skola/subory/Skripta/CF01-Zemn%C3%AD%20konstrukce/CF01-Zemn%C3%AD%20konstrukceUN.pdf>
- [2] KUDRNA, Jan. *Zemní práce* [online]. Brno, 2011 [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: http://www.vzdelavanimkekvalite.cz/PDFs/Zemni_prace.pdf
- [3] Historie gabionových konstrukcí. *Gabiony.cz* [online]. 2014 [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: <http://www.gabiony.cz/historie/>
- [4] *Technologie objemového tváření: Tažení drátů a profilů* [online]. [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: http://www.ksp.tul.cz/cz/kpt/obsah/vyuka/skripta_tkp/sekce/04.htm
- [5] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů : návrh, výpočet, konstrukce*. Ostrava: Montanex, 2000. ISBN 80-7225-018-3.
- [6] NĚMEČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: spoje*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 2002. ISBN 80-248-0050-0.
- [7] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [8] KALÁB K.: Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací. Skripta VŠB-TU Ostrava, Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2007, ISBN 978 – 80 -248 – 1290 - 8.
- [9] KALÁB K.: Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů. Skripta VŠB-TU Ostrava, Ediční středisko VŠB-TU Ostrava, Ostrava, 2008, ISBN 978 – 80 – 248 – 1860 - 3.
- [10] *Tendance gabion* [online]. 2016 [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: <http://www.tendance-gabion.fr/>
- [11] ALGON A.S.: *Gabiony a protihlukové stěny* [online]. 2013 [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: <http://gabiony-protihlukove-steny-ocelove-konstrukce.algon.cz/algon-gabiony-technicka-dokumentace.php>
- [12] PRESTAR: *Manipulační technika* [online]. 2016 [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: <http://www.prestar-lifting.cz>
- [13] TAYMER INTERNATIONAL: *Cable marking machines and wire marking machines* [online]. 2016 [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: www.taymer.com
- [14] DURANT CO: *Coil feeding, Cargo and coil handling equipment* [online]. 2011 [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: www.durantco.com

[15] *WAFIOS: Maschinen für Federn, Drahtbiegen und Rohrbiegen* [online]. 2016 [cit. 2016-05-16]. Dostupné z: www.wafios.com

Použité programy

- SolidWorks 2010
- Microsoft Office Word 2007

Seznam obrázků

- Obr. 1 Moderní gabion z drátěné klece vyplněné kamenivem
- Obr. 2 Sešití sítí pomocí spirál
- Obr. 3 Svitek drátu
- Obr. 4 Schéma tažné stolice pro tažení drátů
- Obr. 5 Schéma průvlaku
- Obr. 6 Rozměry svitku v pohledu shora (vlevo) a zepředu (vpravo)
- Obr. 7 Schéma výrobní linky
- Obr. 8 Zařízení Gemel 3050
- Obr. 9 Zařízení WHD-525-30
- Obr. 10 Zařízení Wafios Coil Winding Machine AHP
- Obr. 11 Popis částí odvíjecího zařízení
- Obr. 12 Připevnění pohonné jednotky na pohyblivé konzole
- Obr. 13 Popis uložení v náboji
- Obr. 14 Umístění pojezdové kladky
- Obr. 15 Popis rozpínacího mechanismu
- Obr. 16 Přibližná dráha smyčky vedoucí skrz vodící sloupky
- Obr. 17 Zjednodušený model svitku
- Obr. 18 Rozměry a zatížení spojení hřídele a náboje pomocí těsného pera
- Obr. 19 Schéma převodu
- Obr. 20 Diagram pro volbu velikosti řetězu
- Obr. 21 Typ použitého šroubového spojení
- Obr. 22 Rozmístění šroubů na roztečné kružnici
- Obr. 23 Znázornění silových poměrů ve šroubovém spoji

Obr. 24 Histogram hustoty pravděpodobnosti skutečné trvanlivosti ložiska

Obr. 25 Nejmenší požadovaná hodnota S_0

Seznam příloh

Příloha A	-	katalog SEW Eurodrive, motory
Příloha B	-	katalog SEW Eurodrive, kuželová převodovka
Příloha C	-	katalog SKF, pojezdové kladky
Příloha D	-	katalog Europlast CZ, stavěcí nohy k průmyslovým strojům
Příloha E	-	katalog SKF, axiální kuličková ložiska
Příloha F	-	katalog Ložiska-Gufera, radiální kuličková ložiska
Příloha G	-	výrobní výkres řetězového kola
Příloha H	-	výkres sestavy odvíjecího zařízení

Přílohy

Příloha A

1.5 kW / 50 Hz	DT90L4	DRE90L4	
M_N [Nm]	10.2	10	-2.0 %
n_N [rpm]	1410	1430	1.4 %
M_A/M_N	2.6	3.2	23.1 %
M_H/M_N	2.3	2.8	21.7 %
I_N [A]	3.7	3.35	-9.5 %
I_A/I_N	5.3	6.6	24.5 %
$\cos \varphi$	0.78	0.77	-1.3 %
η 75% A [%]	80.2	85.2	6.2 %
η 100% A [%]	79	84.5	7.0 %
η 75% B [%]	80.2	85.8	7.0 %
η 100% B [%]	79	85.2	7.8 %
J_{Mot} [10^{-4} kgm ²]	34	43.5	27.9 %
J_{BMot} [10^{-4} kgm ²]	40	49.5	23.8 %
J_{2BMot} [10^{-4} kgm ²]	-	-	-
J_{Mot+JZ} [10^{-4} kgm ²]	134	143.5	7.1 %
m_{Mot} [kg]	18	21.5	19.4 %
m_{BMot} [kg]	28	27.5	-1.8 %
m_{2BMot} [kg]	-	-	-
Z_{OBG} [1/h]	3000	3000	0 %
Z_{OBGE} [1/h]	7600	8000	5.3 %
Z_{OBGE_2} [1/h]	-	-	-
$S1$ temp. [K]	50	45	-10.0 %

Příloha B

Technické údaje		
Převodový poměr	[i]	3,98 ... 197,37
Převodový poměr dvojité převodovky	[i]	94 ... 32 625
Výstupní krouticí moment	[Nm]	125 ... 50 000 (rovněž v provedení se sníženou vůlí v zubech)
Rozsah výkonu motoru	[kW]	0,12 ... 200

Příloha C

Principal dimensions				Basic load ratings		Fatigue load limit	Maximum radial loads		Designation
D	d	B	C	C _d	C ₀	P _u	F _r	F _{0r}	
mm				kN		kN	kN		
40	18	58	20	10,5	14,6	1,73	12,5	18	KR 40 XB
40	18	58	20	13,8	14,3	1,5	13,7	19,6	PWKR 40.2RS
40	22	58	20	10,5	14,6	1,73	12,5	18	KRE 40 PPA
40	18	58	20	14,2	26,5	3,1	17	24,5	KRV 40 PPXA
40	18	58	20	19	22	2,5	14	20	NUKR 40 XA
40	18	58	20	14,2	26,5	3,1	17	24,5	KRV 40 PPA
40	18	58	20	10,5	14,6	1,73	12,5	18	KR 40 PPA
40	18	58	20	10,5	14,6	1,73	12,5	18	KR 40 B
40	22	58	20	14,2	26,5	3,1	17	24,5	KRVE 40 PPA
40	18	58	20	10,5	14,6	1,73	12,5	18	KR 40 PPXA
40	22	58	20	19	22	2,5	14	20	NUKRE 40 A
40	22	58	20	13,8	14,3	1,5	13,7	19,6	PWKRE 40.2RS
40	18	58	20	19	22	2,5	14	20	NUKR 40 A

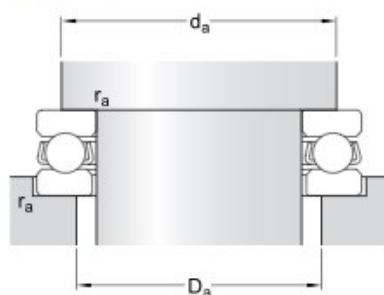
Příloha D

Obj. číslo	D	M	L1	L2	L3	L5	L6	d	OK	Zatíž. v kg	Cena 1 ks až 500 ks	Cena 501 ks až 1000 ks	Cena 1001 ks až 2000 ks	Cena 2001 ks až 5000 ks	Cena nad 5000 ks
ACP-D 80 M10x74	80	10	74	71	42,5	18	55	8,5	14	600	92,4	83,16	78,54	73,92	69,30
ACP-D 80 M10x100	80	10	100	97	70,0	18	55	8,5	14	600	100,0	90,00	85,00	80,00	75,00
ACP-D 80 M12x74	80	12	74	71	42,5	18	55	8,5	14	600	99,0	89,10	84,15	79,20	74,25
ACP-D 80 M12x100	80	12	100	97	70,0	18	55	8,5	14	600	123,0	110,70	104,55	98,40	92,25
ACP-D 80 M16x100	80	16	100	97	70,0	18	55	8,5	17	800	122,0	109,80	103,70	97,60	91,50
ACP-D 80 M12x148	80	12	148	145	117,0	18	55	8,5	14	600	129,0	116,10	109,65	103,20	96,75
ACP-D 100 M16x112	100	16	112	109	63,5	27	74	12,5	27	1000	184,0	165,60	156,40	147,20	138,00
ACP-D 100 M16x135	100	16	135	132	86,0	27	74	12,5	27	1000	162,0	145,80	137,70	129,60	121,50
ACP-D 100 M16x185	100	16	185	182	136,0	27	74	12,5	27	1000	205,7	185,13	174,84	164,56	154,27
ACP-D 100 M20x148	100	20	148	145	100,0	27	74	12,5	27	1000	172,0	154,80	146,20	137,60	129,00

Příloha E

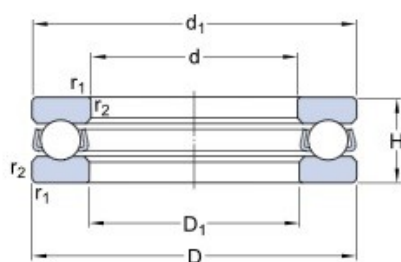
51120

Abutment dimensions



d_a	min.	121	mm
D_a	max.	114	mm
r_a	max.	1	mm

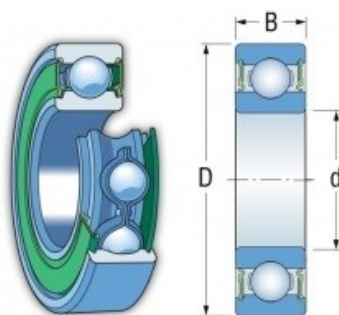
Dimensions



d		100	mm
D		135	mm
H		25	mm
d_1	\approx	135	mm
D_1	\approx	102	mm
$r_{1,2}$	min.	1	mm

Příloha F

Ložisko 6016-2RS1 SKF



Průměr d (mm):	80
Průměr D (mm):	125
Šířka B (mm):	22
Typ:	Ložiska kuličková
Základní označení:	6016
Materiál:	ocel
Klec:	ocelová
Těsnění:	oboustranné - pryž
Vůle:	normální
Drážka pro poj.kroužek:	nezadáno
Díra:	válcová
Výrobce:	SKF